



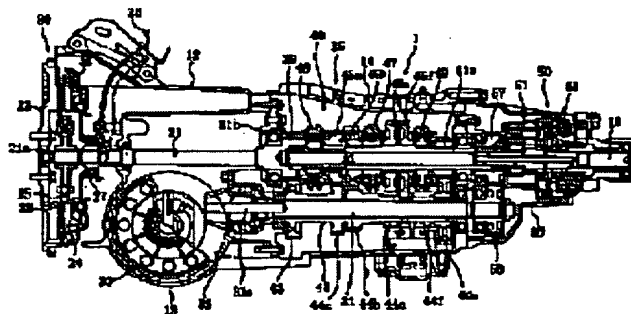


MANUAL TRANSMISSION FOR FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE**Patent number:** JP10166877**Publication date:** 1998-06-23**Inventor:** KOBAYASHI TOSHIO**Applicant:** FUJI HEAVY IND LTD**Classification:****- international:** *B60K17/346; B60K23/08; F16H3/091; B60K17/344; B60K23/08; F16H3/08; (IPC1-7): B60K17/344***- european:** B60K17/346B; B60K17/346C; B60K23/08B; F16H3/091B**Application number:** JP19960333894 19961213**Priority number(s):** JP19960333894 19961213**Also published as:** EP0848190 (A2)
 US5906557 (A1) ✓
 EP0848190 (A3)
 EP0848190 (B1)**Report a data error here****Abstract of JP10166877**

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent lubricating oil from being deteriorated as well as to improve fuel consumption by preventing the power transmission effect by stirring resistance from being deteriorated through a process of avoiding stirring of lubricating oil by a power distribution device. **SOLUTION:** In this manual transmission, an input shaft 21 for transmitting output from an engine, an output shaft 41 of a manual transmission gear mechanism 40 in which a counter shaft 42 is arranged in parallel with and below the output shaft 41, a power distribution device 50, and a rear drive shaft 18 are coaxially arranged. The power distribution device 50 is arranged in the relative high position, co-movement of lubricating oil by the power distribution device 50 is reduced, stirring resistance is reduced, the power transmission effect is improved, and deterioration of lubricating oil can be prevented.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-166877

(43)公開日 平成10年(1998) 6月23日

(51)Int.Cl.⁶

B 6 0 K 17/344

識別記号

F I

B 6 0 K 17/344

B

審査請求 未請求 請求項の数16 O L (全 20 頁)

(21)出願番号 特願平8-333894

(22)出願日 平成8年(1996)12月13日

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72)発明者 小林 利雄

東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士
重工業株式会社内

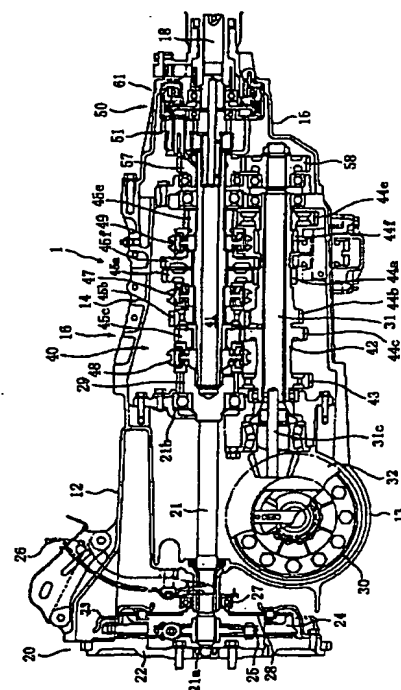
(74)代理人 弁理士 田代 丞治 (外1名)

(54)【発明の名称】 4輪駆動車用手動変速機

(57)【要約】

【課題】 動力分配装置による潤滑油の攪拌を回避して攪拌抵抗による動力伝達効果の低下を防止して燃費の向上を図るとともに潤滑油の劣化を防止する。

【解決手段】 エンジンからの出力を伝達する入力軸21と、出力軸41及びその下方にカウンタ軸42が平行配置される手動変速歯車機構40の出力軸41と、動力分配装置50と、リヤドライブ軸18とを同軸芯上に配置する。動力分配装置50が比較的高位置に配置され動力分配装置50による潤滑油のつれ回りが減少して攪拌抵抗が減少し、動力伝達効果が向上し、かつ潤滑油の劣化が防止される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 クラッチを介して縦置きエンジンからの動力を出力する入力軸と、出力軸及びこの出力軸に対して平行配置されるカウンタ軸を具備しこれら出力軸とカウンタ軸との間の歯車機構により入力軸からの出力を選択的に変速して上記出力軸に出力する手動変速歯車機構と、一方のディファレンシャル装置に動力伝達する第 1 のドライブ軸及び他方のディファレンシャル装置に動力伝達する第 2 のドライブ軸と、上記手動変速歯車機構の出力軸からの出力を第 1 のドライブ軸及び第 2 のドライブ軸に動力分配する動力分配装置と、を有し、上記入力軸と、上記手動変速歯車機構の出力軸と、動力分配装置と、第 1 のドライブ軸及び第 2 のドライブ軸の内一方のドライブ軸とが同軸芯上に配置されることを特徴とする 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 2】 手動変速歯車機構は、入力軸に固定された入力ドライブギヤ及び入力ドライブギヤに噛合するカウンタ軸に固定されたカウンタドリブンギヤと、入力軸と出力軸との間を動力伝達可能に連結する直結段噛合機構と、カウンタ軸に同軸芯上で設けられる複数の変速用ドライブギヤ及び出力軸に同軸芯上に設けられて上記変速用ドライブギヤに噛合する複数の変速用ドリブンギヤを具備してカウンタ軸と出力軸との間の変速及び動力伝達を可能にする歯車機構と、を有することを特徴とする請求項 1 に記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 3】 カウンタ軸は、その軸芯に沿って貫通する中空状であって、カウンタ軸の内周との間に間隙を保持して第 1 のドライブ軸が同軸芯上に貫通してカウンタ軸内周と第 1 のドライブ軸外周との間に油路を形成することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 4】 上記第 1 のドライブ軸は、一端が第 1 のドライブ軸の端部軸芯上においてディファレンシャル装置内に開口し他端が第 1 のドライブ軸外周に開口する油供給孔が穿設されることを特徴とする請求項 3 に記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 5】 カウンタ軸は、その内周から外周に貫通する油穴を具備することを特徴とする請求項 4 に記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 6】 上記動力分配装置は、手動変速歯車機構の出力軸からの出力を基準トルク配分比で第 1 のドライブ軸と第 2 のドライブ軸に分配する差動機構部を有することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 7】 上記動力分配装置は、

手動変速歯車機構の出力軸からの出力を基準トルク配分比で第 1 のドライブ軸と第 2 のドライブ軸に分配する差動機構部と、

第 1 のドライブ軸と第 2 のドライブ軸とのトルク配分比を制御する差動制限機構部とを有することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 8】 上記動力分配装置は、

出力軸と同軸芯上で出力軸に対して回転自在に配置されるトランスファドライブギヤと、

第 1 のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、

出力軸に設けられた第 1 のサンギヤ、出力軸と同軸芯上で回転自在に配置されて第 1 のドライブ軸に結合する第 2 のサンギヤ、第 1 及び第 2 のサンギヤに各々噛み合い一体形成される第 1 及び第 2 のピニオン及び第 1 及び第 2 のピニオンを回転自在に軸支してトランスファドライブギヤに連結するキャリアを具備する差動機構部と、トランスファドライブギヤと第 2 のドライブ軸との間を動力伝達可能に連結する差動制限機構とを有することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 9】 上記動力分配装置は、

出力軸に固定したトランスファドライブギヤと、

第 1 のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、

出力軸と第 2 のドライブ軸との間を動力伝達可能に連結する差動制限機構とを有することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 10】 出力軸と第 2 のドライブ軸が動力伝達可能に連結され、上記動力分配装置は、

出力軸と同軸芯上で出力軸に対して回転自在に配置されるトランスファドライブギヤと、

第 1 のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、

トランスファドライブギヤと出力軸及び第 2 のドライブ軸の一方との間を動力伝達可能に連結する差動制限機構とを有することを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の 4 輪駆動車用手動変速機。

【請求項 11】 上記動力分配装置は、

出力軸と同軸芯上で出力軸に対して回転自在に配置されるトランスファドライブギヤと、

第 1 のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、

出力軸に設けられた第 1 のサンギヤ、出力軸と同軸芯上で回転自在に配置されて第 2 のドライブ軸に結合する第 2 のサンギヤ、第 1 及び第 2 のサンギヤに各々噛合して一体形成される第 1 及び第 2 のピニオン及び第 1、第 2 のピニオンを回転自在に軸支してトランスファドライブギヤに連結するキャリアを具備する差動機構部と、

出力軸とトランスファドライブギヤ又は第2のドライブ軸との間を動力伝達可能に連結する差動制限機構とを有することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【請求項12】 上記動力分配装置は、出力軸と同軸芯上で出力軸に対して回転自在に配置されるトランスファドライブギヤと、第1のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、出力軸に連結したピニオンシャフトに回転自在に軸支される一対のピニオンギヤ、両ピニオンギヤ間に噛合してトランスファドライブギヤに結合する一方のサイドギヤ及び、両ピニオンギヤ間に噛合して第2のドライブ軸に結合する他方のサイドギヤを具備する差動装置と、上記トランスファドライブギヤと第2のドライブ軸と出力軸の内いずれか2つの間を動力伝達可能に連結する差動制限機構と、を有することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【請求項13】 上記動力分配装置は、出力軸と同軸芯上で出力軸に対して回転自在に配置されるトランスファドライブギヤと、第1のドライブ軸に固定されてトランスファドライブギヤに噛合するトランスファドリブンギヤと、出力軸に結合されるキャリア、トランスファドリブンギヤに結合されるサンギヤ、サンギヤと各々噛合するピニオン及び、ピニオンを回転自在に軸支するキャリア、ピニオンに噛合するリングギヤに結合される第2のドライブ軸を具備する差動機構部と、出力軸と第2のドライブ軸とトランスファドライブギヤの内いずれか2つの間を動力伝達可能に連結する差動制限機構とを有することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【請求項14】 差動制限装置は、走行状態に応じて伝達トルクを可変制御することを特徴とする請求項7～13のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【請求項15】 上記差動制限装置は入出力要素間の回転数差乃至出力軸のトルクに応じて伝達トルクが変化するトルク伝達手段であることを特徴とする請求項7～13のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【請求項16】 上記差動制限装置は手動で選択的に動力伝達を断続するクラッチである請求項7～13のいずれかに記載の4輪駆動車用手動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は4輪駆動車用手動変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 4輪駆動車用手動変速機は、手動変速歯車変速機構と共に前輪及び後輪に動力配分する動力配

装置を具備している。

【0003】 この種の4輪駆動車用手動変速機に関しては、例えば特公平4-55892号公報の先行技術がある。この先行技術に開示される変速機について図25に示す要部断面図によって説明する。

【0004】 図中符号201はトランスミッションケース202に回転自在に軸支されエンジンによってクラッチを介して回転駆動される入力軸であって、符号203は入力軸201の下方において入力軸201に対して平行配置されトランスミッションケース202に回転自在に軸支されるフロントドライブ軸である。

【0005】 フロントドライブ軸203には手動変速歯車機構204を介して連動可能に連結される中空軸205が回転自在に嵌合し、中空軸205は入力側205aと出力側205bとにスリーブ206を介して分割されていて、中空軸205の出力端部に動力分配装置207が配設されている。

【0006】 動力分配装置207は、中空軸205の出力側端部に固定されるピニオンシャフト208、ピニオンシャフト208に回転自在に支持されるピニオンギヤ209、ピニオンギヤ209に噛合するサイドギヤ210a、210bを有し、一方のサイドギヤ210aは上記フロントドライブ軸203の一端に結合されたカラー211にスプライン嵌合されている。

【0007】 一方他のサイドギヤ210bはピニオンシャフト208、ピニオンギヤ209及びサイドギヤ210a、210bを収容するディファレンシャルケース212と一体的に形成され、ディファレンシャルケース212の前後両端はエクステンションケース（図示せず）に回転自在に支持されている。

【0008】 更にディファレンシャルケース212にはドライブギヤ213が設けられ、リヤドライブ軸（図示せず）に設けられたドリブンギヤが噛合可能となっていてディファレンシャルケース212から動力取出し可能に構成されている。

【0009】 そしてエンジンから入力軸201、手動変速歯車機構204を介して中空軸205の入力側205aに入力された動力は、スリーブ206、出力側205bよりピニオンシャフト208、ピニオンギヤ209、サイドギヤ210a、210bを介して一方ではフロントドライブ軸203が回転駆動され、他方ではディファレンシャルケース212、ドライブギヤ213、リヤドライブ軸が回転駆動されて前輪及び後輪へ動力が分配される。フロントドライブ軸203とリヤドライブ軸とに回転差が生じたときにはフロントドライブ軸203側のサイドギヤ210aとリヤドライブ軸側のサイドギヤ210bとの間に回転差が生じ、ピニオンギヤ209が回転することにより吸収される。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】 上記先行技術による

と、入力軸から手動式変速機構を介して中空軸に伝達されたエンジンからの入力をビニオンシャフト、ビニオンギヤ、サイドギヤを介してディファレンシャルケースから取り出して直接的にリヤドライブ軸側へ動力伝達することからサイドギヤからリヤドライブ軸へ動力伝達するための中間軸を設ける必要がなくなりトランスファケースのコンパクト化が得られると共に中空軸にフロントドライブ軸を貫通させ、リヤドライブ軸をフロントドライブ軸よりも上側に配置させることにより車体後方へ長く延設されるリヤドライブ軸等の地上高が確保し易く、特にオフロード走行では極めて有利なものとなる。

【0011】一方、一般にフロントディファレンシャル装置を収容するディファレンシャルハウジング、手動変速歯車機構を収容するメインケース及び動力分配装置を収容するエクステンションケースが連続して一体的に構成され、フロントディファレンシャル装置、手動変速歯車機構及び動力分配装置を同一の潤滑油で油浴潤滑する構造であり、各構成要素への潤滑バランスを考慮すると、その油量は潤滑油の静止油面がフロントディファレンシャル装置のファイナルギヤ、例えばハイポイドギヤの回転中心よりやや下方位置になるようにして上記各構成要素を潤滑するのが一般的である。このようにすると、フロントドライブ軸と同軸芯上に配設される手動変速歯車機構のドリブンギヤ等及び動力分配装置のかなりの部分が潤滑油の静止油面下に没することになる。

【0012】この状態で車両を運転すると、フロントドライブ軸の前方に配置される比較的大径の上記ハイポイドギヤと後方に配置される比較的大径の動力分配装置に潤滑油がつけ回る。このつけ回り現象は、車速の増大に従って顕著に表われ、高速走行ではハイポイドギヤと動力分配装置は益々周囲の潤滑油を引き寄せる。その結果、ハイポイドギヤと動力分配装置との間に位置する手動変速歯車機構に対応する潤滑油の油面が低下し、この部位の潤滑が不足になることがあり、この対策として予め油量を多く設定する方策を採ることがある。

【0013】このように潤滑油量を設定すると、走行中において動力分配装置につれ回る潤滑油量が多く、潤滑油の攪拌抵抗が増大して動力伝達効率が低下し、燃費が悪化する。これは高速走行中特に顕著である。また加速走行や登坂走行に起因して潤滑油が動力分配装置側に移動し、動力分配装置による潤滑油の攪拌抵抗が増大して燃費の悪化を招く要因となる。

【0014】また、特に高速走行中に増加する潤滑油の攪拌抵抗に起因して油温が上昇し、この結果潤滑油の劣化が進み、特にフロントディファレンシャル装置のハイポイドギヤの歯面、手動変速歯車機構の各ギヤや同期装置、動力分配装置の各ギヤ等の摩耗や損傷等を誘発する原因となり、かつ入力軸やリヤドライブ軸等に装着されるオイルシール、特にそのリップ面が劣化してリップ面の摩耗による油もれの原因になることも考えられる。

【0015】更に動力分配装置がフロントドライブ軸後端、即ち変速機の後端下方に配置されることから、該部が突出形成され、変速装置を車載のためのマウントブラケット等の支持部材、変速操作系、排気系等との相互間のスペース的制約により設計的な自由度が制限され、その周辺構造が複雑になる等の不都合が生じる。従って手動変速機用の部品が必然的に多くなり、自動変速機との車載互換性を困難にする等の不都合がある。

【0016】従って本発明はかかる点に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、動力分配装置による潤滑油の攪拌を回避或いは攪拌を極めて小とし、かつ自動変速機との車載互換性を容易にし得る4輪駆動車用手動変速機を提供することにある。

【0017】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成する本発明の4輪駆動車用手動変速機は、エンジンからの出力をクラッチを介して出力する入力軸と、出力軸及びこの出力軸に対して平行配置されるカウンタ軸を具備しこれら出力軸とカウンタ軸との間の歯車機構により入力軸からの出力を変速して上記出力軸に出力する手動変速歯車機構と、一方のディファレンシャル装置に動力伝達する第1のドライブ軸及び他方のディファレンシャル装置に動力伝達する第2のドライブ軸と、上記手動変速歯車機構の出力軸からの出力を第1のドライブ軸及び第2のドライブ軸に動力分配する動力分配装置とを有し、上記入力軸と、上記手動変速歯車機構の出力軸と、動力分配装置と、第1のドライブ軸及び第2のドライブ軸の内一方のドライブ軸とが同軸芯上に配置されることを特徴とするものである。

【0018】従って動力分配装置は変速機の比較的上方に配設されて、走行中における動力分配装置につれ回る潤滑油が小となり、潤滑油による攪拌抵抗が減少して動力伝達効率が向上し、燃費の向上が得られる。更に潤滑油の劣化が防止されるとともに、動力分配装置の周囲に引き寄せられる潤滑油が少量となり手動変速歯車機構に対応する油面低下が防止されてこの部分の潤滑不足が回避され、その結果設定油量を少なくすることが可能になる。

【0019】また中空状のカウンタ軸に第1のドライブ軸を間隙をもって貫通してカウンタ軸と第1のドライブ軸との間に油路を形成するとともに第1のドライブ軸にディファレンシャル装置内と油路とを連通する油供給孔を形成することによりディファレンシャル装置内でつれ回る潤滑油の一部を油供給孔及び油路を介して各部に潤滑油を供給し得る。

【0020】更に動力分配装置を基準トルク配分比で第1のライブ軸と第2のドライブ軸に分配する差動機構部及びトルク配分比を制御する差動制限機構部とにより構成することにより走行状態に応じたトルク配分が可能になり走行性が向上する。

【0021】

【発明の実施の形態】以下、本発明による4輪駆動車用手動変速機の第1の実施の形態を図により説明する。

【0022】本4輪駆動車用手動変速機1は、図1の

(A)に配置平面図を示すように車両前方に縦置き配置されるエンジン10に一体的に接合されて、前輪3に動力伝達すると共に、プロペラ軸4及びリヤディファレンシャル装置5等を介して後輪6に動力伝達するように、或いは同図(B)に示すように車両後方に縦置き配置されるエンジン10に手動変速機1を接合して後輪6に動力伝達すると共にプロペラ軸4及びフロントディファレンシャル装置7等を介して前輪3に動力伝達するように構成されている。

【0023】本実施の形態では前者である車両前方にエンジン10と共に手動変速機1を配置する場合を例に説明する。

【0024】図2において、本4輪駆動車用手動変速機の駆動系について説明すると、符号10は縦置きエンジンであり、縦置きエンジン10に接合されてクラッチ20を収容するクラッチケース12、このクラッチケース12の後方に一方のディファレンシャル装置となるフロントディファレンシャル装置30を収容するディファレンシャルハウジング13、このディファレンシャルハウジング13の後方に手動変速歯車機構40を収容するメインケース14及びメインケース14の後方に位置して動力分配装置50を収容するエクステンションケース15が順次接合されてトランスミッションケース16を形成している。

【0025】縦置きエンジン10のクランク軸11がクラッチケース12内部のクラッチ20に連結し、クラッチ20に連結する入力軸21がメインケース14内部の手動変速歯車機構40の出力軸41及びカウンタ軸42にクランク軸11からの動力を伝動構成する。

【0026】そして手動変速歯車機構40で変速した動力を入力軸21と同軸芯上に配置した出力軸41に出力し、出力軸41からの出力をエクステンションケース15内部の動力分配装置50に入力し、動力分配装置50によってフロントディファレンシャル装置30を介して前輪3に伝動構成する一方、プロペラ軸4及び他方のディファレンシャル装置となるリヤディファレンシャル装置5等を介して後輪6に伝動構成される。

【0027】トランスミッションケース16内にはオイルポンプ(図示せず)が設けられ、オイルポンプにより常時油圧を発生し、前輪回転数センサ17a、後輪回転数センサ17b、舵角センサ17c、シフト位置スイッチ17d等からの各信号に基づいて油圧制御ユニット17によって制御して動力分配装置50の油圧制御を可能にしている。

【0028】次に図3乃至図12によってクラッチ20、フロントディファレンシャル装置30、手動変速歯

車機構40、動力分配装置50について説明する。

【0029】図3は手動変速機1の断面図、図4はその要部拡大図であってクラッチ20はエンジン10のクランク軸11に一体的に結合されたフライホイール22、フライホイール22に一体的に結合されたクラッチカバー23及びこれらと一体に回転して入力軸21に沿って移動自在なプレッシャプレート24からなる駆動側と、その間にあつて入力軸21に摺動自在にスプライン嵌合するクラッチディスク25の被動側とから成り、プレッシャプレート24はばね力により常時クラッチディスク25をフライホイール22に圧着し、その摩擦力によりクランク軸11からの回転力を入力軸21に伝達する。

【0030】クラッチ20を切るときはレリーズフォーク26によりレリーズベアリング27を押し込み、レリーズレバー28を介してプレッシャプレート24をフライホイール22から離間することによって行われる。

【0031】入力軸21は前端がフライホイール22にパイロットベアリング21aを介して、また後部がベアリング21bを介してメインケース14に回転自在に支持され、入力軸21の後端に設けられた入力ドライブギヤ29と手動変速歯車機構40のカウンタ軸42の前端に設けたカウンタドリブンギヤ43とを噛合することにより入力軸21から手動変速歯車機構40に伝動構成される。

【0032】手動変速歯車機構40は入力軸21と同一軸芯上で前端がブッシュ41aを介して入力軸21の後端に回転自在に支持され、かつ後端がベアリング41bを介してメインケース14に回転自在に支持される出力軸41及び、出力軸41の下方でかつ出力軸41と平行配置されるカウンタ軸42を有し、カウンタ軸42はベアリング42c及び42dを介して前端及び後端が各々メインケース14に回転自在に支持されている。

【0033】カウンタ軸42はその軸芯に沿って貫通する中空状であつて前記カウンタドリブンギヤ43側から順に3速ドライブギヤ44c、2速ドライブギヤ44b、1速ドライブギヤ44a及びリバースドライブギヤ44fが一体に形成され、リバースドライブギヤ44fとベアリング42dとの間には5速ドライブギヤ44eがカウンタ軸42にスプライン嵌合し、かつ3速ドライブギヤ44cと2速ドライブギヤ44bとの間、1速ドライブギヤ44aとリバースドライブギヤ44fとの間及びベアリング42cと対応して各々カウンタ軸42の内周42aから外周に至る油穴42bが開孔している。

【0034】一方出力軸41には3速ドライブギヤ44c、2速ドライブギヤ44b、1速ドライブギヤ44a及び5速ドライブギヤ44eに各々常時噛合する3速ドリブンギヤ45c、2速ドリブンギヤ45b、1速ドリブンギヤ45a及び5速ドリブンギヤ45eが各々ニードルベアリングを介して回転自在に装着され、更に1速ドリブンギヤ45aと5速ドリブンギヤ45eとの間に

はニードルベアリングを介してリバースドリブンギヤ45fが回転自在に装着されている。

【0035】ここでカウンタ軸42に設けられる各ドライブギヤは1速ドライブギヤ44a、2速ドライブギヤ44b、3速ドライブギヤ44c、5速ドライブギヤ44eの順で次第に大径に形成され、出力軸41上に設けられる各ドリブンギヤは逆に5速ドリブンギヤ45e、3速ドリブンギヤ45c、2速ドリブンギヤ45b、1速ドリブンギヤ45aの順で次第に大径になるように形成されている。

【0036】またリバースドライブギヤ44fはメインケース14に設けられた壁部と軸受部との間に配置されたアイドル軸46に回転自在に軸支されるリバースアイドルギヤ46fに噛み合い、かつリバースアイドルギヤ46fは出力軸41上に配設される上記リバースドリブンギヤ45fと噛み合し、リバースドライブギヤ44fとリバースドリブンギヤ45fとを同回転方向に運動するように構成されている。

【0037】出力軸41上における2速ドリブンギヤ45bと1速ドリブンギヤ45aとの間に出力軸41に回転自在に軸支される1速ドリブンギヤ45aと2速ドリブンギヤ45bとを選択的に出力軸41に動力伝達可能に連結する1、2速用の第1同期装置47が配置されている。

【0038】そしてセレクトによりスリーブ47aをニュートラル状態から後方へ移動させることにより第1同期装置47を介して1速ドリブンギヤ45aが出力軸41の回転に同期した後出力軸41に動力伝達可能に連結して入力軸21から入力ドライブギヤ29、カウンタドリブンギヤ43を介してカウンタ軸42に入力された動力が1速ドライブギヤ44a及び1速ドリブンギヤ45aの歯数に従って1速段に相応して減速されて出力軸41に、或いは逆に出力軸41から1速ドリブンギヤ45a、1速ドライブギヤ44aを介してカウンタ軸42、カウンタドリブンギヤ43、入力ドライブギヤ29を経て入力軸21へ伝動構成される。またニュートラル状態に復帰させることにより出力軸41と1速ドリブンギヤ45aとの連結が解除される。一方スリーブ47aを前方へ移動することにより第1同期装置47を介して2速ドリブンギヤ45bが出力軸42と同期した後出力軸41に連結されて2速ドライブギヤ44b及び2速ドリブンギヤ45bの歯数に相応した2速段が得られる。

【0039】入力軸21の後端に設けられる入力ドライブギヤ29と3速ドリブンギヤ45cとの間に3、4速用の第2同期装置48が介装され、スリーブ48aを後方へ移動させることにより第2同期装置48を介して3速ドリブンギヤ45cが出力軸41の回転に同期した後出力軸41に動力伝達可能に連結して3速ドライブギヤ44c及び3速ドリブンギヤ45cの歯数に相応した3速段が得られる。一方スリーブ48aを前方へ移動する

ことにより第2同期装置48を介して入力軸21と出力軸41の回転が同期した後、入力軸21と出力軸41が動力伝達可能に連結して入力軸21と出力軸41とが直結状態の直結段用噛み合い機構として機能して4速段が得られる。

【0040】更にリバースドリブンギヤ45fと5速ドリブンギヤ45eとの間に第3同期装置49が介装され、スリーブ49aを後方へ移動することにより第3同期装置49を介して5速ドリブンギヤ45eが出力軸41の回転に同期した後、出力軸41に動力伝達可能に連結して5速ドライブギヤ44e及び5速ドリブンギヤ45eの歯数に相応した5速段が得られる。一方スリーブ49aを前方へ移動することにより第3同期装置49を介してリバースドリブンギヤ45fが出力軸41の回転に同期した後、出力軸41に動力伝達可能に連結して、リバースドリブンギヤ45fとリバースドリブンギヤ45fがリバースアイドルギヤ46fを介して動力伝達可能に噛合する後退段が得られる。

【0041】中空状に形成されるカウンタ軸42内には、カウンタ軸42の内周42aとの間に間隙aを保持して第1のドライブ軸となるフロントドライブ軸31が貫通し、フロントドライブ軸31の前端にフロントディファレンシャル装置30のファイナルギヤ、例えばハイポイドギヤ32と常時噛み合うピニオン部31aが形成され、先端部はテーパベアリング31dを介在して、後端部はベアリング31eを介在して各々メインケース14の前端及び後端に回転自在に軸支されている。更にピニオン部31aとフロントドライブ軸31に螺合するロックナット31fとによりテーパベアリング31dのインナーレースを挟持してフロントドライブ軸31の軸方向の移動を防止している。

【0042】またフロントドライブ軸31には、前端がフロントディファレンシャル装置30内に開口して軸芯に沿って穿設される軸方向油路31gと、軸方向油路31gから半径方向に穿設されてカウンタ軸42の内周42aとフロントドライブ軸31の外周31bと間隙aによって形成される油路Aに開口する径方向油路31hによって形成される油供給孔31cが設けられている。

【0043】そしてハイポイドギヤ32の回転によりつれ回される潤滑油の一部を油供給孔31cを介して油路A内に導入し、回転するカウンタ軸42に開口する各油穴42bより手動変速歯車機構40の各部に潤滑油を供給する。

【0044】次にトランスミッションケース16の後部、即ちエクステンションケース15内部の動力分配装置50について説明する。

【0045】まず、手動変速歯車機構40の出力軸41と第2のドライブ軸となるリヤドライブ軸18は、ブッシュ18a、スラストベアリング18bを介して同軸芯上に回転自在に嵌合している。

【0046】動力分配装置50は差動機構部51と差動制限機構部61とを有し、差動機構部51は複合プラネタリギヤ式であり、出力軸41に形成される第1のサンギヤ52と、リヤドライブ軸18に形成される第2のサンギヤ54を有する。

【0047】キャリア55はフランジ55a、55bをアーム55cにより一体化してなり、両フランジ55a、55bの間に配設されたキャリア55に、軸芯方向に一体形成される第1及び第2のピニオン53、56がニードルベアリング53aを介して回転自在に装着される。

【0048】そして第1のサンギヤ52に第1のピニオン53が、第2のサンギヤ54に第2のピニオン56が各々噛み合い、第2のサンギヤ54の動力をリヤドライブ軸18に出力するように結合される。

【0049】またキャリア55の一方のフランジ55aにはエクステンションケース15にボールベアリング57aを介在して回転自在に支持されるトランスファドライブギヤ57がキャリア55の動力を出力可能に結合され、他方のフランジ55bのボス部55dの内周がリヤドライブ軸18にボールベアリング55eを介して回転自在に支持されている。

【0050】一方フロントドライブ軸31の後端には上記トランスファドライブギヤ57に噛み合うトランスファドリブンギヤ58が固設されている。

【0051】この構成により、第1のサンギヤ52に入力する出力軸41からの変速動力を、第1及び第2のサンギヤ52、54と、第1及び第2のピニオン53、56との歯車諸元による基準トルク配分比でキャリア55を介してトランスファドライブギヤ57、トランスファドリブンギヤ58、フロントドライブ軸31、フロントディファレンシャル装置30を経由して前輪側へ、第2のサンギヤ54を介して後輪側へ伝達される。

【0052】そしてかかるトルクの伝達時に第1及び第2のピニオン53、56の自転と公転によりキャリア55と第2のサンギヤ54との回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する差動機能を有する。

【0053】ここで差動機構部51によるトルク配分について図5によって詳記する。

【0054】第1のサンギヤ52の入力トルクを T_i 、その噛み合いピッチ半径を r_{s1} 、キャリア55のフロント側トルクを T_F 、第1、第2のピニオン53、56の噛み合いピッチ半径を r_{p1} 、 r_{p2} 、第2のサンギヤ54のリヤ側トルクを T_R 、その噛み合いピッチ半径を r_{s2} とすると、

$$T_i = T_F + T_R \quad (1)$$

$$r_{s1} + r_{p1} = r_{s2} + r_{p2} \quad (2)$$

が成立する。また第1のサンギヤ52と第1のピニオン53との噛み合いに作用する接線方向荷重 P は、キャリア55に作用する接線方向荷重 P_1 と、第2のピニオン5

6との噛み合いに作用する接線方向荷重 P_2 との和に等しい。

$$P = T_i / r_{s1}$$

$$P_1 = T_F / (r_{s1} + r_{p1})$$

$$P_2 = T_R / r_{s2}$$

$$T_i / r_{s1} = \{ (T_F / (r_{s1} + r_{p1})) \} + T_R / r_{s2} \quad (3)$$

(1)、(2)式を(3)式に代入して整理すると、

$$T_F = (1 - r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{p2}) \cdot T_i$$

$$T_R = (r_{p1} \cdot r_{s2} / r_{s1} \cdot r_{p2}) \cdot T_i$$

となる。このことから第1、第2のサンギヤ52、54との噛み合いピッチ半径により、フロント側トルク T_F 及びリヤ側トルク T_R の基準トルク配分を自由に設定し得ることがわかる。

【0056】ここで、 $r_{s1} = 23.5\text{mm}$ 、 $r_{p1} = 18.5\text{mm}$ 、 $r_{p2} = 18.8\text{mm}$ 、 $r_{s2} = 21.2\text{mm}$ にすると、

$$T_F = 20 / 53 \cdot T_i$$

$$T_R = 33 / 53 \cdot T_i$$

になる。従って前後輪トルク配分は、

$$T_F : T_R \approx 38 : 62$$

になり、充分に後輪偏重の基準トルク配分に設定し得る。

【0057】図4において差動制限機構部61について述べると、差動制限機構部61は差動機構部51の2つの出力要素となるキャリア55とリヤドライブ軸18との間に介設される。そこでキャリア55の後方フランジ55bにドラム部材62が一体結合して、このドラム部材62の内側にドライブプレート63aがスプライン嵌合して設けられる。リヤドライブ軸18にハブ部材64がスプライン嵌合して、このハブ部材64の外側にドリブンプレート63bがスプライン嵌合して設けられ、これら両プレート63a、63bが交互に配置される。

【0058】またエクステンションケース15とそのボス部15aにより油圧シリンダ66が形成され、油圧室67の油圧でピストン68、ベアリング69、プレッシャプレート70を介してドライブプレート63aとドリブンプレート63bを押圧してクラッチトルクを生じるように構成され、前記油圧制御ユニット17によって制御される油圧によってクラッチトルク T_c を可変制御する。

【0059】一方、油圧制御ユニット17への入力信号として、少なくとも前輪回転数センサ17a、後輪回転数センサ17b、舵角センサ17c及びシフト位置センサ17dを有する。

【0060】ここで前輪回転数センサ17a及び後輪回転数センサ17bにより検出された前輪回転数 N_F 、後輪回転数 N_R は油圧制御ユニット17に入力されるが、滑り易い路面走行時には $T_F < T_R$ の後輪偏重の基準トルク配分で常に後輪が先にスリップすることから、スリ

スリップ率 $=NF/NR$ ($S>0$)により算出される。このスリップ率 S と舵角センサ 17c からの舵角 ϕ とを油圧制御ユニット 17 に入力し、油圧制御ユニット 17 の図 6 に示すマップからクラッチ圧 P_c を検索する。

【0061】ここで $S \geq 1$ のノンスリップ状態ではクラッチ圧 P_c は低い値に設定されており、 $S < 1$ のスリップ状態ではスリップ率の減少に応じてクラッチ圧 P_c を増大し、スリップ率 S が設定値 S_1 以下になると P_{max} に定める。また舵角 ϕ の増大に応じてクラッチ圧 P_c を減少してタイトコーナブレーキング現象を回避する。このクラッチ圧 P_c にライン圧が調圧され差動制限機構部 61 によるクラッチトルク T_c を可変制御する。次いでこのように構成された 4 輪駆動車用手動変速機の作用を説明する。

【0062】先ずエンジン 10 の動力はクランク軸 11 からクラッチ 20 を介して入力軸 21 を回転駆動する。そして入力軸 21 の後端に設けられた入力ドライブギヤ 29 に噛み合うカウンタドリブンギヤ 43 を介してカウンタ軸 42 を回転駆動することにより手動変速歯車機構 40 に伝動する。

【0063】カウンタ軸 42 の回転によりカウンタ軸 42 に一体形成された 3 速ドライブギヤ 44c、2 速ドライブギヤ 44b、1 速ドライブギヤ 44a、リバースドライブギヤ 44f 及びカウンタ軸 42 にスプライン嵌合する 5 速ドライブギヤ 44e によりこれらのドライブギヤに各々噛合する 3 速ドリブンギヤ 45c、2 速ドリブンギヤ 45b、1 速ドリブンギヤ 45a、リバースアイドルギヤ 46f、5 速ドリブンギヤ 45e を各々回転駆動と共に、リバースアイドルギヤ 46f に噛み合うリバースドリブンギヤ 45f を回転せしめる。ここでニュートラル状態では第 1、第 2、第 3 の各同期装置 47、48、49 は中立位置で動力伝達遮断状態となり、これ以降の動力伝達はしなくなる。

【0064】1 速段では、第 1 同期装置 47 のスリーブ 47a が後方へ移動せしめられ、第 1 同期装置 47 を介して 1 速ドリブンギヤ 45a が出力軸 41 に動力伝達可能に連結して、図 7 に動力伝達状態を太線で示すようになる。すなわちクラッチ 20、入力軸 21、入力ドライブギヤ 29、カウンタドリブンギヤ 43 を介してカウンタ軸 42 に入力されたエンジン 10 からの回転は、1 速ドライブギヤ 44a 及び 1 速ドリブンギヤ 45a の歯数に従って最も減速された 1 速比となり、第 1 同期装置 47 を介して出力軸 41 に動力伝達され、出力軸 41 に形成される第 1 のサンギヤ 52 から動力分配装置 50 へ入力される。

【0065】同様に 2 速段では、第 1 同期装置 47 のスリーブ 47a を前方へ移動することにより第 1 同期装置 47 を介して 2 速ドリブンギヤ 45b を出力軸 41 に動力伝達可能に連結して図 8 に動力伝達状態を太線で示すようになる。すなわち、上記同様にカウンタ軸 42 に入

力されたエンジン 10 からの回転は、2 速ドライブギヤ 44b 及び 2 速ドリブンギヤ 45b の歯数に従って減速されて 2 速ギヤ比となり第 1 同期装置 47 を介して出力軸 41 に動力伝達されて第 1 のサンギヤ 52 から動力分配装置 50 へ入力される。

【0066】3 速段では、第 2 同期装置 48 のスリーブ 48a を後方へ移動することにより第 2 同期装置 48 を介して 3 速ドリブンギヤ 45c と出力軸 41 とを動力伝達可能に連結して図 9 に動力伝達状態を太線で示すようになる。すなわち、上記同様カウンタ軸 42 に入力されたエンジン 10 からの回転は、3 速ドライブギヤ 44c 及び 3 速ドリブンギヤ 45c の歯数に従って減速されて 3 速変速比となり第 2 同期装置 48 を介して出力軸 41 に動力伝達され、第 1 のサンギヤ 52 から動力分配装置 50 へ入力される。

【0067】4 速段では、第 2 同期装置 48 のスリーブ 48a を前方へ移動することにより第 2 同期装置 48 により入力軸 21 と出力軸 41 とを動力伝達可能に直結状態に連結して図 10 に動力伝達状態を太線で示すようになる。すなわちクラッチ 20 を介して入力軸 21 に入力されたエンジン 10 からの回転は、第 2 同期装置 48 により出力軸 41 に動力伝達されて第 1 のサンギヤ 52 を介して動力分配装置 50 へ入力される。

【0068】更に 5 速段では、第 3 同期装置 49 のスリーブ 49a を後方へ移動することにより第 3 同期装置 49 により 5 速ドリブンギヤ 45e と出力軸 41 とを動力伝達可能に連結して図 11 に動力伝達状態を太線で示すようになる。すなわちクラッチ 20、入力軸 21、入力ドライブギヤ 29、カウンタドリブンギヤ 43 を介してカウンタ軸 42 に入力されたエンジン 10 からの回転は、5 速ドライブギヤ 44e 及び 5 速ドリブンギヤ 45e の歯数に従って増速された 5 速変速比となり、第 3 同期装置 49 を介して出力軸 41 に動力伝達されて第 1 のサンギヤ 52 から動力分配装置 50 へ入力される。

【0069】例えばこれら 1 速段から 5 速段の各変速比は次のように設定される。

【0070】

1 速	3. 214
2 速	1. 952
3 速	1. 302
4 速	1. 000
5 速	0. 752

【0071】手動変速歯車機構 40 で変速され変速出力は出力軸 41 に設けられた第 1 のサンギヤ 52 から動力分配装置 50 へ入力され、ここで差動機構部 51 の各歯車要素の諸元により例えば $T_F : T_R \approx 38 : 62$ に設定されることで、出力軸 41 からの変速動力の 38% のトルクがキャリヤ 56 と一体になったトランスファドリブンギヤ 57 に、その 62% のトルクが第 2 のサンギヤ 54 に分配して出力される。

【0072】一方このとき前輪回転数センサ17a、後輪回転数センサ17b、舵角センサ17cからの前輪回転数NF、後輪回転数NR及び舵角 ϕ の信号が油圧制御ユニット17に入力し、スリップ率Sが算出されている。

【0073】そこで乾燥路面で $S \geq 1$ のノンスリップ状態では、油圧制御ユニット17でクラッチ圧Pcが低い値に設定され、差動制限機構部61は解放されてクラッチトルクTcが零になり、差動機構部51をフリーにする。

【0074】従ってキャリア56と一体になったトランスファドリブンギヤ57に出力した38%のトルクは、そのままトランスファドリブンギヤ58、フロントドライブ軸31、フロントディファレンシャル装置30を介して前輪に伝達する。また第2のサンギヤ54に出力した62%のトルクはリヤドライブ軸18、プロペラ軸4、リヤディファレンシャル装置5を介して後輪に伝達し、後輪偏重の4輪駆動走行となる。

【0075】そしてこのトルク配分ではアンダーステア傾向が解消されることで操縦性が良好に確保される。また旋回時には差動機構部51が前後輪の回転数差に応じて第1、第2のサンギヤ52、54を自転及び公転させて回転差を完全に吸収することで自由に旋回することが可能になる。

【0076】次いで滑り易い路面走行時には、後輪偏重のトルク配分により常に後輪が先にスリップし、前輪回転数NF、後輪回転数NRに基づいて油圧制御ユニット17でスリップ状態に応じたスリップ率 S_1 ($S < 1$) が算出される。そしてこのスリップ率 S_1 に応じたクラッチ圧Pcが算出され、差動制限機構部61はライン圧を調圧した油圧が供給されて所定のクラッチトルクTcが生じる。

【0077】そこで差動機構部51で2つの出力要素のキャリア55と第2のサンギヤ54との間に差動制限機構部61を経由した伝動系路がバイパスして形成されることになり、トルク配分が多い第2のサンギヤ54からクラッチトルクTcがキャリア55にバイパスして伝達される。これによりトルク配分は、図12のように $T_F : T_R = T_{F1} : T_{R1}$ に変化して前輪トルクが積極的に増大制御され、後輪トルクは減じてスリップを生じなくなり走破性も良好になる。そして上述のスリップ率Sが設定値以下になると、差動制限機構部61の油圧と共に差動制限トルク、即ちクラッチトルクTcが最大になってキャリア56と第2のサンギヤ54とを直結する。このため差動機構部51はロックされ、前後輪の車軸配分に相当したトルク配分の直結式4輪駆動走行になり走破性が最大に発揮される。こうしてスリップ状態に応じ、それを回避すべく幅広く前後輪へトルク配分制御される。また、上述のスリップの発生に伴うトルク配分制御において旋回する場合はその舵角 ϕ により差動制限機構部61の差動制限トルクが減少補正される。このた

め差動機構部51の差動制限は減じて回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避され、機能性が良好に確保される。

【0078】なお基準トルク配分、スリップ等に対するトルク配分制御の特性は上記実施の形態以外に任意に設定し得る。

【0079】以上説明した各実施の形態によると、出力軸41と、この出力軸41の下方において出力軸41と平行に配置されるカウンタ軸42とを具備し、出力軸41とカウンタ軸42との間の歯車機構により変速する手動変速歯車機構40を有し、エンジン10からの動力を手動変速歯車機構40に入力する入力軸21と、手動変速歯車機構40の出力軸41と、リヤドライブ軸18と、出力軸41からの動力をリヤドライブ軸18及びフロントドライブ軸31に分配する動力分配装置50を同軸芯上に配置することから、動力分配装置50は変速装置の比較的上方に配設され、トランスミッションケース16内の潤滑油の静止油面の上方、或いは静止油面下下部が僅かに没する状態となる。

【0080】従って走行中における動力分配装置50につれ回る潤滑油量が極めて少なく、潤滑油による攪拌抵抗が軽減されて動力伝達効率の向上が得られて燃費向上が図れる。これは高速走行、加速走行や登坂走行等潤滑油が後方に移動を伴う走行においても攪拌抵抗の増大及び燃費の悪化を軽減できる。

【0081】更に走行中における動力分配装置50等につれ回る潤滑油の減少により動力分配装置の周囲に引き寄せられる潤滑油が少量となり手動変速歯車機構40に対応する潤滑油油面の低下が防止されてこの部位の潤滑不足が回避され、この結果トランスミッションケース16内の設定油量を少なくすることが可能になる。

【0082】更に潤滑油の攪拌抵抗の減少に伴って油温の上昇が回避される。この結果潤滑油の劣化が防止されて各ギヤ等の摩耗や損傷等が未然に防止され、かつオイルシール等の耐久性が向上する。

【0083】また中空状に形成されるカウンタ軸42内にフロントドライブ軸31を貫通せしめることによりカウンタ軸42とフロントドライブ軸31を各々別個に平行配置することなく変速機のコンパクト化が図れ、カウンタ軸42の内周面42aとの間に間隙aを保持して前端にフロントディファレンシャル装置30のハイポイドギヤ32に常時噛み合うフロントドライブ軸31を貫通し、カウンタ軸41とフロントドライブ軸31との間に油路Aを形成する一方、フロントドライブ軸31にフロントディファレンシャル装置30内に開口して他端が油路Aに開口する油供給孔31cを設けることにより、ハイポイドギヤ32の回転によりつれ回る潤滑油の一部を油供給孔31cを介して油路A内に圧送してカウンタ軸42に開口する油穴42bにより手動変速歯車機構40の各部に潤滑油を供給している。

【0084】従って手動変速歯車機構40の各部の潤滑が確保されると共に、ハイポイドギヤ32のつれ回りによってフロントディファレンシャル装置30に引き寄せられた潤滑油が手動変速歯車機構40に供給され、手動変速歯車機構40に対応する潤滑油液面低下が防止され、前記動力分配装置50による潤滑油のつれ回り量の減少と相俟って手動変速歯車機構40に対応する潤滑油液面がより確実に確保され、トランスミッションケース16内の設定油量の小量化が可能になる。

【0085】更に動力分配装置50を比較的上方に配置することから、フロントドライブ軸後端に動力分配装置を配置する従来の4輪駆動車用手動変速機のように変速機の後端下方の突出部が不要となり、該部に設けられる変速機を車載するためのマウントブラケット等の支持部材、変速操作系、操舵操作系、排気系との相互間のスペース的制約が緩和され設計的な自由度が確保され、その周辺構造の簡素化が得られ、自動変速機との車載互換性が容易となる。

【0086】次に本発明における第2の実施の形態について図13及び図14によって説明する。

【0087】図13は出力軸41とリヤドライブ軸18との間に配設される動力分配装置70の要部を示す断面図であり、図14はその概略説明図であり、図1乃至図12と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明を省略する。

【0088】手動変速歯車機構40の出力軸41とリヤドライブ軸18は、ブッシュ18a、スラストベアリング18bを介して同軸芯上に回転自在に嵌合し、出力軸41にはトランスファドライブギヤ71がスプライン嵌合して設けられる一方、出力軸41の下方に平行配置されるフロントドライブ軸31の後端には上記トランスファドライブギヤ71に噛み合うトランスファドリブンギヤ72が固設され、出力軸41からの出力はトランスファドライブギヤ71及びトランスファドリブンギヤ72を介して常時フロントドライブ軸31に伝動構成される。

【0089】更に出力軸41とリヤドライブ軸18との間に差動制限機構73が介在されている。

【0090】差動制限機構73は出力軸41にトランスファドライブギヤ71を介してハブ部材74が一体結合し、ハブ部材74の外側にドライブプレート75aがスプライン嵌合して設けられ、リヤドライブ軸18にドラム部材76が一体結合し、ドラム部材76の内側にドリブンプレート75bがスプライン嵌合して設けられ、これら両プレート75a、75bが相互に配置されて出力軸41とリヤドライブ軸18との間にバイパスして動力伝達可能に介設される。

【0091】そして油圧室77の油圧でピストン78を介してドラム部材76に固定したスナップリング75cに当接するリテーニングプレート75dにドライブプレ

ート75a、ドリブンプレート75bを押圧してクラッチトルクTcを生じるように構成され、油圧ユニット17によって制御される油圧によってクラッチトルクTcを可変制御する。

【0092】このように構成された4輪駆動車用手動変速機の作用を説明する。

【0093】前記第1の実施の形態同様手動変速歯車機構40で変速された変速出力は、出力軸41に設けられたトランスファドライブギヤ71からトランスファドリブンギヤ72を介してフロントドライブ軸31に常時伝達される一方、差動制限機構73を介してリヤドライブ軸18に分配して出力される。

【0094】このとき前輪回転数センサ17a、後輪回転数センサ17b、舵角センサ17cから前輪回転数NF、後輪回転数NF及び舵角 ϕ の信号が油圧制御ユニットに入力し、スリップ率Sが算出される。

【0095】そして各センサ17a、17b、17cからの前輪回転数NF、後輪回転数NR及び舵角 ϕ の信号をもとに走行状態或いは路面状況に応じクラッチトルクTcが算出され、差動制限機構部73には所定のクラッチトルクTcが生じる。

【0096】そこで出力軸41とリヤドライブ軸18との間に差動制限機構部73を経由した伝達系路が形成されることになり、走行状態或いは路面状況に応じて直結式4輪駆動走行状態から前輪にのみ動力伝達する後輪への駆動力伝達が零状態に至るまで連続した幅広の前後輪へのトルク配分制御が得られる。また旋回する場合は、その舵角 ϕ により差動制限機構部73の差動制限トルクが減少補正され、このため差動制限機構部73の差動制限は減じて前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避されて操縦性が良好になる。

【0097】次に本発明における第3の実施の態様について図15に示す動力分配装置80の概略説明図において説明する。なお図15において図1乃至図12と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明を省略する。

【0098】手動変速歯車機構40の出力軸41とリヤドライブ軸18は同軸芯上でスプライン嵌合等で動力伝達可能に連結され、出力軸41には回転自在にトランスファドライブギヤ81が支持される一方、出力軸41の下方に平行配置されるフロントドライブ軸31の後端には前記トランスファドライブギヤ81に噛み合うトランスファドリブンギヤ82が固設されている。

【0099】更に出力軸41とトランスファドライブギヤ81との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部83が動力伝達可能に介設される。

【0100】従って手動変速歯車機構40からの変速出力は、出力軸41からリヤドライブ軸18に伝動するとともに、差動制限機構部83からトランスファドライブ

ギヤ 81、トランスファドリブンギヤ 82 を介してフロントドライブ軸 31 にも分配して出力される。

【0101】このとき前輪回転数 NF、後輪回転数 NR 及び舵角 ϕ の信号をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 83 に生じるように構成される。

【0102】そこで出力軸 41 とフロントドライブ軸 42 との間に差動制限機構部 83 を経由した伝達系路が形成され、前輪回転数 NF、後輪回転数 NR、舵角 ϕ 等をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c を差動制限機構部 83 に発生させることにより走行状態に応じて直結式 4 輪駆動走行状態から後輪にのみ動力伝達する前輪への駆動力伝達が零状態に至るまで連続した幅広い前後輪へのトルク配分制御が得られる。また旋回する場合は、その舵角 ϕ により差動制限機構部 83 の差動制限トルクが減少補正され、差動制限機構部 83 の差動制限は減じて前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避されて操縦性が良好になる。

【0103】次に本発明における第 4 の実施の形態について図 16 に示す動力分配装置 85 の概略説明図によって説明する。なお図 1 乃至図 12 と対応する部位に同一符号を付する。

【0104】手動変速歯車機構 40 の出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 は、同軸芯上に回転自在に配置され、動力分配装置 85 は差動機構部 86 と差動制限機構部 94 とを有し、差動機構部 86 は複合プラネタリギヤ式であり、出力軸 41 に形成される第 1 のサンギヤ 87 と出力軸 41 に回転自在に支持される第 2 のサンギヤ 88 を有する。

【0105】一端がリヤドライブ軸 18 に動力伝達可能に結合されたキャリア 89 に、軸芯方向に一体形成されて第 1 のサンギヤ 87、88 に各々噛み合う第 1 及び第 2 のピニオン 90、91 が回転自在に軸支され、キャリア 89 からリヤドライブ軸 18 に出力される。

【0106】また第 2 のサンギヤ 88 は出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 92 に出力可能に結合するとともに、出力軸 41 の下方に平行配置されるフロントドライブ軸 31 の後端にはトランスファドライブギヤ 92 と噛み合うトランスファドリブンギヤ 93 が固設されている。

【0107】この構成により、第 1 のサンギヤ 87 に入力する出力軸 41 からの変速出力は、第 1 及び第 2 のサンギヤ 87、88 と、第 1 及び第 2 のピニオン 90、91 との歯車諸元により基準トルク配分比で第 2 のサンギヤ 88 からトランスファドライブギヤ 92、トランスファドリブンギヤ 93、フロントドライブ軸 31 等を介して前輪側へ、キャリア 89 からリヤドライブ軸 18 等を介して後輪側へ各々伝達される。そしてトルク伝達時には第 1 及び第 2 のピニオン 90、91 の自転と公転によ

り第 2 のサンギヤ 88 とキャリア 89 との回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する。

【0108】更に出力軸 41 とキャリア 89 との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 94 がバイパスして動力伝達可能に介設され、前輪回転数 NF、後輪回転数 NR 及び舵角 ϕ の信号をもとに走行状態或いは路面状況に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 94 に生じるように構成される。

【0109】そして、差動制限機構部 94 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 86 による前後輪への基準トルク配分から前後輪の車軸配分に相当する直結式 4 輪駆動走行になるトルク配分までのトルク配分制御が行われる。また舵角 ϕ による差動制限機構部 94 の差動制限トルクを減少補正することにより、前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0110】次に本発明における第 5 の実施の形態について図 17 に示す動力分配装置 95 の概略説明図によって説明する。なお図 1 乃至図 12 と対応する部位に同一符号を付する。

【0111】手動変速歯車機構 40 の出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 は、同軸芯上に回転自在に配置され、動力分配装置 95 は差動機構部 96 と差動制限機構部 104 とを有し、差動機構部 96 は複合プラネタリギヤ式であり、出力軸 41 に形成される第 1 のサンギヤ 97 とリヤドライブ軸 18 に結合される第 2 のサンギヤ 98 を有する。

【0112】一端が出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 102 に動力伝達可能に結合されたキャリア 99 に、軸芯方向に一体形成されて第 1、第 2 のサンギヤ 97、98 に各々噛み合う第 1 及び第 2 のピニオン 100、101 が回転自在に軸支され、トランスファドライブギヤ 102 は出力軸 41 の下方に平行配置されるフロントドライブ軸 31 の後端に設けられるトランスファドリブンギヤ 103 と噛み合っている。

【0113】この構成により、第 1 のサンギヤ 97 に入力する出力軸 41 からの変速出力は、第 1 及び第 2 のサンギヤ 97、98 と、第 1 及び第 2 のピニオン 100、101 との歯車諸元により基準トルク配分比でキャリア 99 からトランスファドライブギヤ 102、トランスファドリブンギヤ 103、フロントディファレンシャル装置を介して前輪側へ、第 2 のサンギヤ 98 からリヤドライブ軸 18 等を介して後輪側へ各々伝達される。そしてトルク伝達時には第 1 及び第 2 のピニオン 100、101 の自転と公転により第 1 のサンギヤ 97 と第 2 のサンギヤ 98 の回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する。

【0114】更に出力軸 41 とキャリア 99 との間に

は、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 104 がバイパスして動力伝達可能に介設され、前輪回転数 NF、後輪回転数 NR 及び舵角 ψ の信号をもとに走行状態或いは路面状況に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 104 に生じるように構成される。

【0115】そして、差動制限機構部 104 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 96 による前後輪への基準トルク配分から前後輪の車軸配分に相当する直結式 4 輪駆動走行になるトルク配分までのトルク配分制御が行われ、かつ舵角 ψ による差動制限機構部 104 の差動制限トルクを減少補正して前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0116】次に本発明における第 6 の実施の形態について図 18 に示す動力分配装置 105 の概略説明図によって説明する。なお図 1 乃至図 12 と対応する部位に同一符号を付する。手動変速歯車機構 40 の出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 は、同軸芯上に回転自在に配置され、動力分配装置 105 は差動機構部 106 と差動制限機構部 114 とを有し、差動機構部 106 は複合プラネタリギヤ式であり、出力軸 41 に形成される第 1 のサンギヤ 107 と出力軸 41 に同軸芯上で回転自在に支持される第 2 のサンギヤ 108 を有する。

【0117】一端が出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 112 に動力伝達可能に結合されたキャリア 109 に、軸芯方向に一体形成されて第 1 のサンギヤ 107、108 に各々噛み合う第 1 及び第 2 のピニオン 110、111 が回転自在に軸支され、第 2 のサンギヤ 108 からリヤドライブ軸 18

に出力される。

【0118】また第 2 のサンギヤ 108 は出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 112 に出力可能に結合するとともに、出力軸 41 の下方に平行配置されるフロントドライブ軸 31 の後端にはトランスファドライブギヤ 112 と噛み合うトランスファドリブンギヤ 113 が固設されている。

【0119】この構成により、第 1 のサンギヤ 107 に入力する出力軸 41 からの変速出力は、第 1 及び第 2 のサンギヤ 107、108 と、第 1 及び第 2 のピニオン 110、111 との歯車諸元により基準トルク配分比で第 1 のサンギヤ 107 からキャリア 109 を介してトランスファドライブギヤ 112、トランスファドリブンギヤ 113、フロントディファレンシャル装置を経由して前輪側へ、一方、第 2 のサンギヤ 108 からリヤドライブ軸 18 等を介して後輪側へ各々伝達される。そしてトルク伝達時には第 1 及び第 2 のピニオン 110、111 の自転と公転によりキャリア 109 と第 2 のサンギヤ 108 との回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する。

【0120】更に出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 114 がバイパスして動力伝達可能に介設され、前輪回転数 NF、後輪回転数 NR 及び舵角 ψ の信号をもとに走行状態或いは路面状況に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 114 に生じるように構成される。

【0121】そして、差動制限機構部 114 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 106 による前後輪への基準トルク配分から前後輪の車軸配分に相当する直結式 4 輪駆動走行になるトルク配分までのトルク配分制御が行われる。また舵角 ψ による差動制限機構部 114 の差動制限トルクを減少補正して前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0122】次に本発明による第 7 の実施の形態について図 19 に示す動力分配装置 115 の概略説明図によって説明する。なお図 1 乃至図 12 と対応する部位に同一符号を付する。

【0123】手動変速歯車機構 40 の出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 は、同軸芯上に回転自在に配置され、動力分配装置 115 は差動機構部 116 と差動制限機構部 123 とを有し、差動機構部 116 は、単列プラネタリギヤ式であり、出力軸 41 に同軸芯上で回転自在に支持されるサンギヤ 117 と、リングギヤ 118 と、サンギヤ 117 及びリングギヤ 118 に各々噛み合うピニオン 119 と、ピニオン 119 を回転自在に支持するキャリア 120 を有し、キャリア 120 は出力軸 41 に動力伝達可能に結合され、リングギヤ 118 からリヤドライブ軸 18 に出力される。

【0124】一方サンギヤ 117 は出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 121 に出力可能に結合するとともに、出力軸 41 の下方に平行配置されるフロントドライブ軸 31 の後端にはトランスファドライブギヤ 121 と噛み合うトランスファドリブンギヤ 122 が固設されている。

【0125】この構成によりキャリア 120 に入力する出力軸 41 からの変速出力は、サンギヤ 117 とリングギヤ 118 との歯車諸元により後輪偏重の基準トルク配分比でリングギヤ 118 からリヤドライブ軸 18 へ、サンギヤ 117 からトランスファドライブギヤ 121、トランスファドリブンギヤ 122 を介してフロントドライブ軸 31 へ各々伝達される。そしてトルク伝達時にはピニオン 119 の自転と公転によりリングギヤ 118 とサンギヤ 117 との回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する。

【0126】更にリヤドライブ軸 18 と、出力軸 41 との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 123 がバイパスして動力伝達可能に介設され、前輪回転数 NF、後輪回転数 NR 及び舵角 ψ の信号をもとに走行状

態に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 123 に生じるよう構成される。

【0127】そして、差動制限機構部 123 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 116 による後輪偏重の基準トルク配分から前後輪の車軸配分となる直結式 4 輪駆動走行になるトルク配分までのトルク配分制御及び舵角 ψ による差動制限機構部 123 の差動制限トルクを減少補正して、前後輪の回転数差を十分に吸収することにより、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0128】次に本発明における第 8 の実施の形態について図 20 に示す動力分配装置 125 の概略説明図によって説明する。

【0129】なお図 19 と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明は省略するが、図 19 に示す第 7 の実施の形態における差動機構部 116 と同一構成の差動機構部 116 を有し、差動制限機構部 123 に代えてサンギヤ 117 と出力軸 41 との間に、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 126 がバイパスして動力伝達可能に介設される。

【0130】そして前輪回転数 N_F 、後輪回転数 N_R 及び舵角 ψ の信号をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 126 に生じるよう構成される。

【0131】そして、差動制限機構部 126 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 116 による後輪偏重の基準トルク配分から前後輪の車軸配分となる直結式 4 輪駆動走行になるトルク配分までのトルク配分制御が行われ、舵角 ψ による差動制限機構部 126 の差動制限トルクを減少補正することにより、前後輪の回転数差を十分に吸収することにより、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0132】次に本発明における第 9 の実施の形態について図 21 に示す動力分配装置 127 の概略説明図によって説明する。

【0133】なお図 19 と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明は省略するが、図 19 に示す第 7 の実施の形態における差動機構部 116 と同一構成の差動機構部 116 を有している。そして差動制限機構部 123 に代えてリンクギヤ 118 とサンギヤ 117 との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 128 がバイパスして動力伝達可能に介設される。この差動制限機構部 128 には前輪回転数 N_F 、後輪回転数 N_R 及び舵角 ψ の信号をもとに走行状態或いは路面状況に応じたクラッチトルク T_c が生じるよう構成される。

【0134】そして、差動制限機構部 128 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより差動機構部 116 による前後輪への基準トルク配分から前後輪の車軸配分に相当する直結式 4 輪駆動走行になるト

ルク配分までのトルク配分制御が行われ、舵角 ψ による差動制限機構部 128 の差動制限トルクを減少補正することにより、前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避され操縦性が良好になる。

【0135】次に本発明による第 10 の実施の形態について図 22 に示す動力分配装置 130 の概略説明図によって説明する。なお図 1 乃至図 12 と対応する部位に同一符号を付する。

【0136】手動変速歯車機構 40 の出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 は、同軸芯上に回転自在に配置され、動力分配装置 130 は差動機構部 131 と差動制限機構部 139 とを有し、差動機構部 131 は、いわゆるベベルギヤ式であり、出力軸 41 とリヤドライブ軸 18 との間に介設される。

【0137】差動機構部 131 は出力軸 41 に固定されたピニオンシャフト 132 と、ピニオンシャフト 132 の両端に回転自在に支持された一対のピニオンギヤ 133 と、リヤドライブ軸 18 に結合されて両ピニオンギヤ 133 に各々噛み合う一方のサイドギヤ 134 と、出力軸 41 と同軸芯上で回転自在に配置されるトランスファドライブギヤ 137 に結合される他方のサイドギヤ 135 を有し、トランスファドライブギヤ 137 は出力軸 41 の下方に平行配置されるフロントドライブ軸 31 の後端に固設されるトランスファドリブンギヤ 138 と噛み合っている。

【0138】この構成により、ピニオンシャフト 132 に入力する出力軸 41 からの変速出力は、両方のサイドギヤ 134 と 135 に略均等な基準トルク配分比で分配され一方のサイドギヤ 134 からリヤドライブギヤ軸 18 を介して後輪へ、他方のサイドギヤ 135 からトランスファドライブギヤ 137、トランスファドリブンギヤ 138、フロントドライブ軸 31 を介して前輪に各々伝達される。そしてトルク伝達時には一対のピニオンギヤ 133 の公転により両サイドギヤ 134 と 135 との回転数差、即ち前輪と後輪との回転数差を吸収する。

【0139】トランスファドライブギヤ 137 とリヤドライブ軸 18 との間には、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 139 がバイパスして動力伝達可能に介設され、前輪回転数 N_F 、後輪回転数 N_R 、舵角 ψ の信号をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c が差動制限機構部 139 に発生するよう構成される。

【0140】そして差動制限機構部 139 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることにより両サイドギヤ 134、135 間のトルク配分の制限が行われる。また舵角 ψ により差動制限機構部 139 の差動制限トルクを減少補正することにより前後輪の回転数差を十分に吸収することが可能になり、タイトコーナブレーキング現象が回避されて操縦性が良好になる。

【0141】次に本発明における第 11 の実施の形態に

ついて図 23 に示す動力分配装置 140 の概略説明図によって説明する。

【0142】なお図 22 と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明は省略するが、図 22 に示す第 10 の実施の形態における差動機構部 131 と同一構成の差動機構部を有している。

【0143】そして差動機構部 139 に代えて出力軸 41 とサイドギヤ 135 との間に、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 141 がバイパスして動力伝達可能に介設される。この差動制限機構部 141 には前輪回転数 NF、後輪回転数 HR 及び舵角 ϕ の信号をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c が生じるように構成される。

【0144】そして差動制限機構部 141 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることによりサイドギヤ 135 と出力軸 41 との間のトルク配分の制限が行われ、かつ舵角 ϕ により差動制限機構部 141 の差動制限トルクを減少補正してタイトコーナブレーキング現象が回避される。

【0145】次に本発明における第 12 の実施の形態について図 24 に示す動力分配装置 142 の概略説明図によって説明する。

【0146】なお図 22 と対応する部位に同一符号を付することで詳細な説明は省略するが、図 21 に示す第 10 の実施の形態における差動機構部 131 と同一構成の差動機構部を有している。

【0147】そして差動機構部 139 に代えてサイドギヤ 134 とリヤドライブ軸 18 との間に、例えば多板クラッチ等の差動制限機構部 143 がバイパスして動力伝達可能に介設される。この差動制限機構部 143 には前輪回転数 NF、後輪回転数 HR 及び舵角 ϕ の信号をもとに走行状態に応じたクラッチトルク T_c が生じるように構成される。

【0148】そして差動制限機構部 143 に走行状態に応じたクラッチトルク T_c を発生させることによりサイドギヤ 134 とリヤドライブ軸 18 との間のトルク配分の制限が行われ、かつ舵角 ϕ により差動制限機構部 143 の差動制限トルクを減少補正してタイトコーナブレーキング現象が回避される。

【0149】また、上記各実施の形態においては、車両前方にエンジン及び手動変速機を配置する場合を例に説明したが、車両後方にエンジン及び手動変速機を配置することも可能であり、更に、各動力分配装置に用いられる差動制限機構部としていわゆる多板クラッチを用いたが、ビスカスカピリング等の入出力要素間の回転数差或いは出力軸のトルクに応じて前後輪への伝達トルク配分を変化せしめる他のトルク伝達手段を用いることも可能であり、更に差動制限機構部としてドッグクラッチ等の手動で動力伝達を選択的に断続するクラッチ手段を用いることも可能であり、上記各実施の形態に限定されるこ

となく、本発明の要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能である。

【0150】

【発明の効果】以上説明した本発明による 4 輪駆動車用手動変速機によると、エンジンからの入力軸と、下方にカウンタ軸を平行配置した手動変速歯車機構の出力軸と、動力分配装置と、フロントドライブ軸及びリヤドライブ軸の一方のドライブ軸とを同軸芯上に配置することから、動力分配装置が比較的上方に配置され、走行中における動力分配装置による潤滑油の攪拌抵抗が減少して動力伝達効率の向上が得られ燃費の向上が図れるとともに、潤滑油の劣化が防止され、かつ手動変速機構に対応する油面低下が防止されてこの部分の潤滑不足が回避され、かつ変速機の後端下方の突出部が不要となり、支持部材、排気系等とのスペース的制約が緩和されて設計的な自由度が確保されて自動変速機等との車載互換性が容易になる等本発明特有の効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明における 4 輪駆動車用手動変速機の概略を説明する平面図であり、(A) は車両前方にエンジン及び変速機を配置した例を示し、(B) は車両前方にエンジン及び変速機を配置した例を示す画略平面図である。

【図 2】本発明における手動変速機の第 1 の実施の形態による駆動系を示す概要説明図である。

【図 3】同じく、第 1 の実施の形態を説明する断面図である。

【図 4】図 3 の要部拡大図である。

【図 5】同じく、動力分配機構の概要説明図である。

【図 6】同じく、動力分配機構の概要を説明するマップである。

【図 7】同じく、駆動系を示す概要説明図である。

【図 8】同じく、駆動系を示す概要説明図である。

【図 9】同じく、駆動系を示す概要説明図である。

【図 10】同じく、駆動系を示す概要説明図である。

【図 11】同じく、駆動系を示す概要説明図である。

【図 12】同じく、前輪及び後輪へのトルク配分を説明する図である。

【図 13】本発明における第 2 の実施の形態を説明する断面図である。

【図 14】同じく、第 2 の実施の形態の概要説明図である。

【図 15】本発明における第 3 の実施の形態の概要説明図である。

【図 16】本発明における第 4 の実施の形態の概要説明図である。

【図 17】本発明における第 5 の実施の形態の概要説明図である。

【図 18】本発明における第 6 の実施の形態の概要説明図である。

【図 19】本発明における第 7 の実施の形態の概要説明図である。

【図 20】本発明における第 8 の実施の形態の概要説明図である。

【図 21】本発明における第 9 の実施の形態の概要説明図である。

【図 22】本発明における第 10 の実施の形態の概要説明図である。

【図 23】本発明における第 11 の実施の形態の概要説明図である。

【図 24】本発明における第 12 の実施の形態の概要説明図である。

【図 25】従来の 4 輪駆動車用手動変速機を説明する要部断面図である。

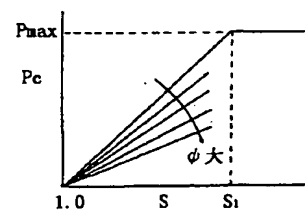
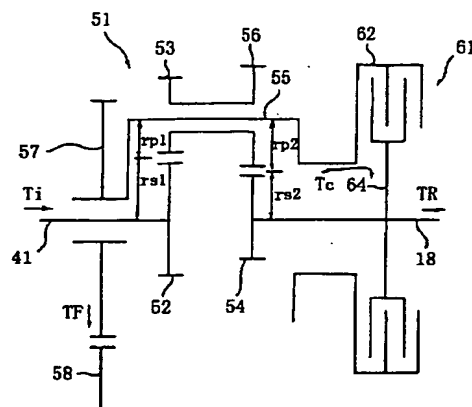
【符号の説明】

1 手動変速機
10 エンジン
18 リヤドライブ軸
20 クラッチ
21 入力軸
29 入力ドライブギヤ
30 フロントディファレンシャル装置
31 フロントドライブ軸
31a 外周
31c 油供給孔
40 手動変速歯車機構
41 出力軸
42 カウンタ軸
42a 内周
42b 油穴
43 カウンタドリブンギヤ
50 動力分配装置
51 差動機構部
52 第 1 のサンギヤ
53 第 1 のピニオン
54 第 2 のサンギヤ
55 キャリヤ
56 第 2 のピニオン
57 トランスファドライブギヤ
58 トランスファドリブンギヤ
61 差動制限機構部
70 動力分配装置
71 トランスファドライブギヤ
72 トランスファドリブンギヤ
73 差動制限機構部
80 動力分配装置
81 トランスファドライブギヤ
82 トランスファドリブンギヤ
83 差動制限機構部
85 動力分配装置

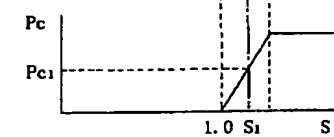
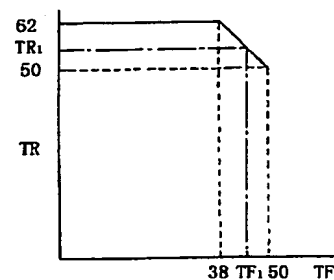
86 差動機構部
87 第 1 のサンギヤ
88 第 2 のサンギヤ
89 キャリヤ
90 第 1 のピニオン
91 第 2 のピニオン
92 トランスファドライブギヤ
93 トランスファドリブンギヤ
94 差動制限機構部
10 95 動力分配装置
96 差動機構部
97 第 1 のサンギヤ
98 第 2 のサンギヤ
99 キャリヤ
100 第 1 のピニオン
101 第 2 のピニオン
102 トランスファドライブギヤ
103 トランスファドリブンギヤ
104 差動制限機構部
20 105 動力分配装置
106 差動機構部
107 第 1 のサンギヤ
108 第 2 のサンギヤ
109 キャリヤ
110 第 1 のピニオン
111 第 2 のピニオン
112 トランスファドライブギヤ
113 トランスファドリブンギヤ
114 差動制限機構部
30 115 動力分配装置
116 差動機構部
117 サンギヤ
118 リングギヤ
119 ピニオン
120 キャリヤ
121 トランスファドライブギヤ
122 トランスファドリブンギヤ
123 差動制限機構部
125 動力分配装置
40 126 差動制限機構部
127 動力分配装置
128 差動制限機構部
130 動力分配装置
131 差動機構部
132 ピニオンシャフト
133 ピニオンギヤ
134, 135 サイドギヤ
137 トランスファドライブギヤ
138 トランスファドリブンギヤ
50 139 差動制限機構部

1 4 2 動力分配裝置
1 4 3 差動制限機構部

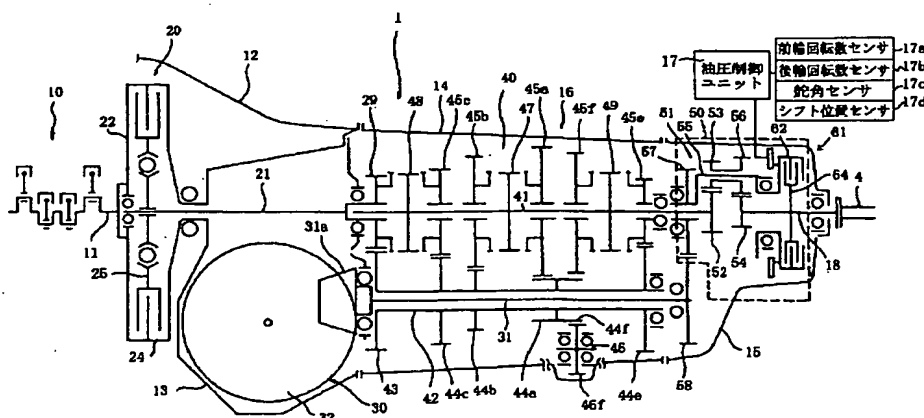
【図 6】



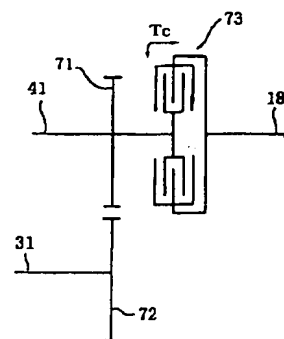
【图 12】



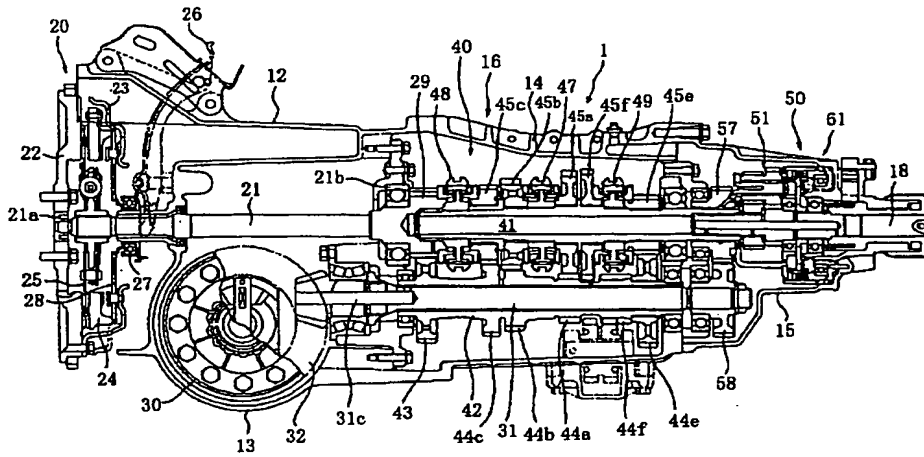
【图2】



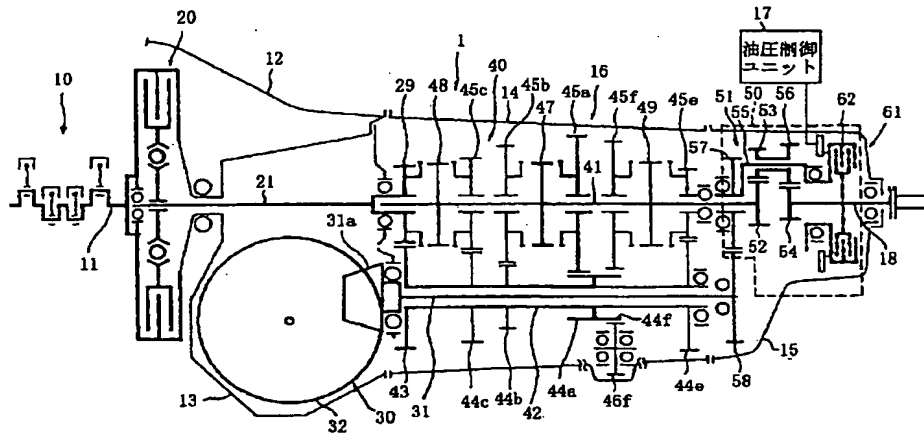
【図 14】



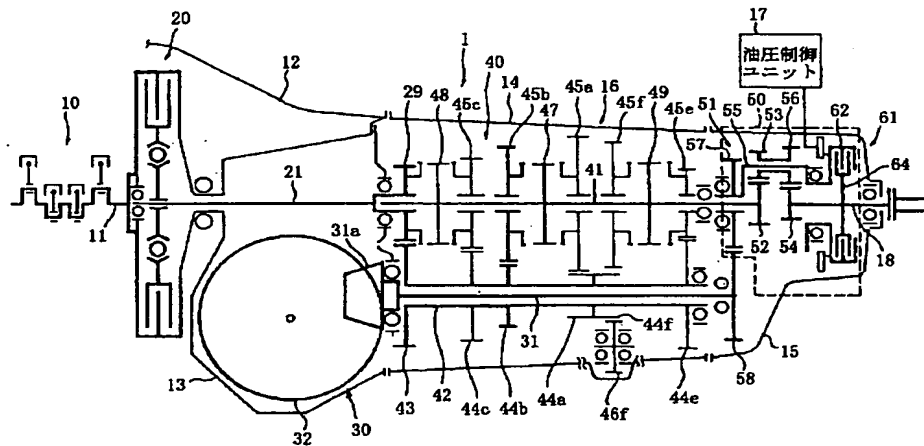
【図3】



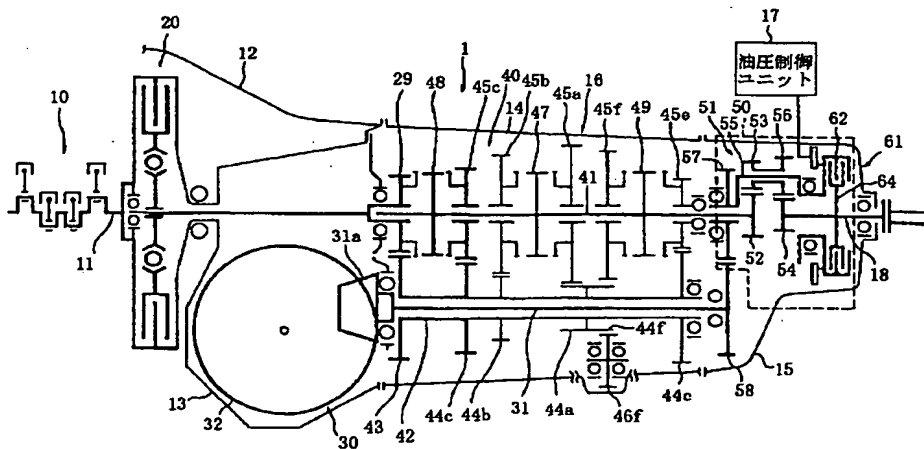
【図7】



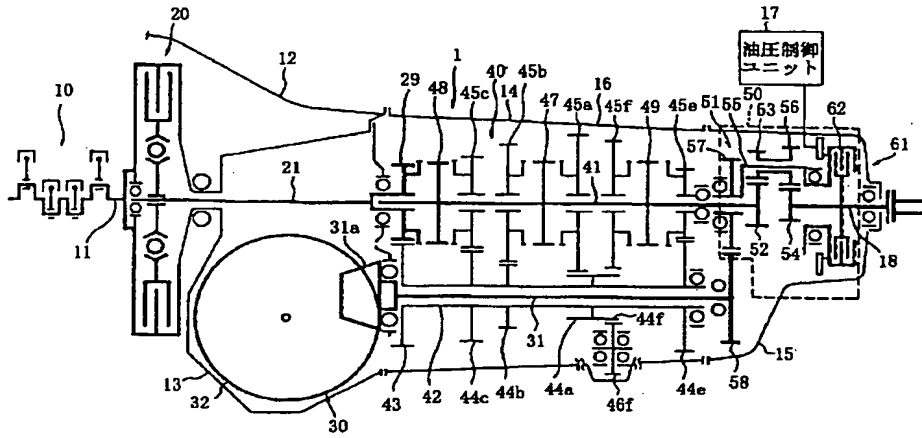
【図8】



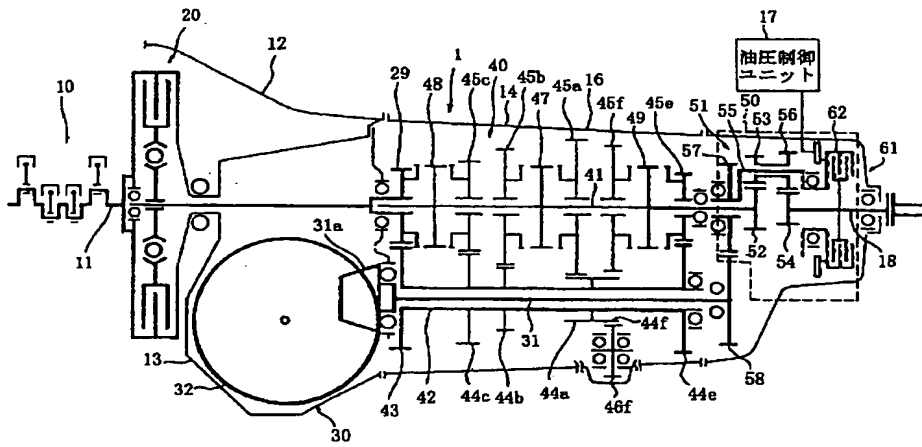
【図9】



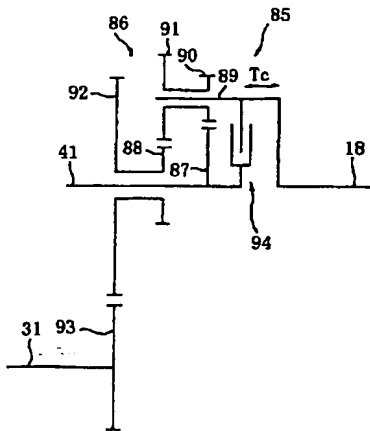
【図10】



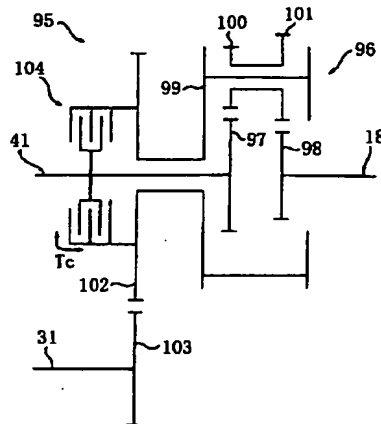
【図11】



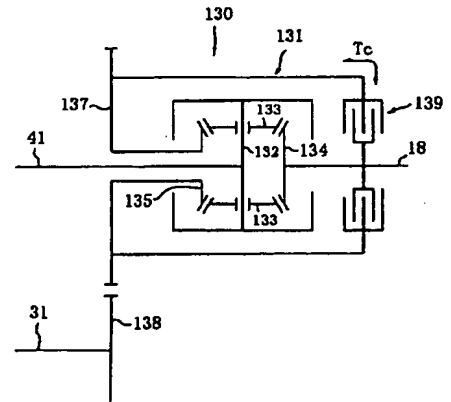
【図16】



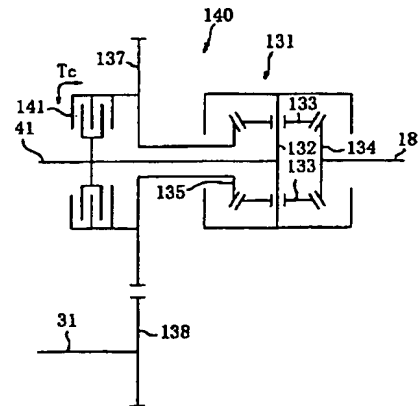
【図17】



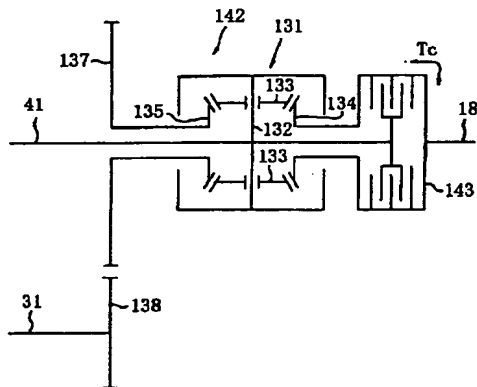
【図22】



【图 23】



【図 24】



【図 25】

